



Étude des performances d'un système de réfrigération à absorption avec deux éjecteurs

Haythem SAHLI, Lakdar KAIROAUNI, Ezzedine NEHDI
Unité de Recherche Energétique et Environnement
Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis
BP 37, Le Belvedere 1002 Tunis, Tunisie
sahlihaythem@gmail.com

Résumé : Ce travail présente une analyse théorique des performances d'un cycle de réfrigération à absorption simple effet intégrant deux éjecteurs et fonctionnant avec les mélanges $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ et $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Le premier éjecteur (ej1) est placé à l'entrée de l'absorbeur à la place du détendeur. Le deuxième éjecteur (ej2) est placé entre le générateur et le condenseur. Les deux éjecteurs aspirent une quantité de vapeur du fluide frigorigène issue de l'évaporateur. L'éjecteur (ej1) permet l'augmentation de la pression au niveau de l'absorbeur et d'améliorer le mélange de l'absorbant et du fluide frigorigène, tandis que le deuxième éjecteur (ej2) permet de fonctionner avec des pressions et des températures plus hautes au niveau du générateur. Les résultats ont montré qu'une augmentation remarquable du coefficient de performance (COP) de ce cycle par rapport à celui du cycle simple effet est aperçue pour les trois couples, c'est l'effet de l'éjecteur (ej2). Il a été remarqué aussi que l'utilisation de l'éjecteur (ej1) a permis de fonctionner à des températures au générateur légèrement plus faibles que quand l'éjecteur (ej2) est utilisé seul. De plus, les performances du cycle avec deux éjecteurs à des températures élevées au condenseur et à l'absorbeur et à des faibles températures à l'évaporateur sont considérablement améliorées par rapport à celles du cycle simple effet.

Mots clés: Absorption, réfrigération, éjecteur, COP

1. Introduction

La production artificielle du froid par des machines frigorifiques à compression mécanique de vapeur a influé négativement sur l'environnement, soit directement par l'émission des gaz néfastes sur la couche d'ozone tels que les CFC et les HCFC, ou indirectement par l'émission des gaz qui contribuent à l'augmentation de l'effet de serre due à la production de l'énergie électrique nécessaire au fonctionnement de ces machines.

Dans ce cadre, les machines frigorifiques à absorption représentent une bonne alternative aux machines frigorifiques à compression mécanique de vapeur puisqu'elles peuvent fonctionner avec des sources d'énergie de faibles valeurs exergétiques telle que l'énergie solaire et les rejets thermiques. De plus, les fluides frigorigènes utilisés dans ces machines et qui ont les meilleurs performances sont écologiques tels que les couples $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ et $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

Le point faible des machines frigorifiques à absorption simple effet, figure 1, est que leurs performances sont modestes par rapport à celles des machines frigorifiques à compression mécanique de vapeur. De ce fait, plusieurs recherches sont effectuées afin d'améliorer les performances de ces machines telles que la combinaison avec la technologie des éjecteurs. La figure 2 représente deux cycles frigorifiques à absorption simple effet améliorés par l'insertion d'un éjecteur dans deux emplacements différents. Le premier éjecteur (ej1) est placé à l'entrée de l'absorbeur à la place du détendeur. Le deuxième éjecteur (ej2) est placé entre le générateur et le condenseur. Les deux éjecteurs vont aspirer une quantité de vapeur du fluide frigorigène issue de l'évaporateur.

L'éjecteur est un dispositif statique, permet d'aspirer un fluide à basse pression à l'aide d'un fluide à haute pression et de refouler le mélange des deux fluides à une pression intermédiaire. L'avantage de l'éjecteur est qu'il a un concept simple donc peu coûteux et il n'a pas de pièces mobiles et par suite les frais d'entretien sont faibles. Par conséquent, l'éjecteur a été utilisé dans plusieurs applications, en particulier, dans les machines frigorifiques.

L'éjecteur dans la position 1 permet de créer un niveau de pression intermédiaire à l'absorbeur entre la basse pression (pression à l'évaporateur) et la haute pression (pression au générateur et au condenseur). Selon Bouaziz *et al* [1], l'augmentation de la pression intermédiaire à l'absorbeur améliore le COP et permet de fonctionner à des températures au générateur plus basses ce qui favorise l'utilisation des sources de chaleur de

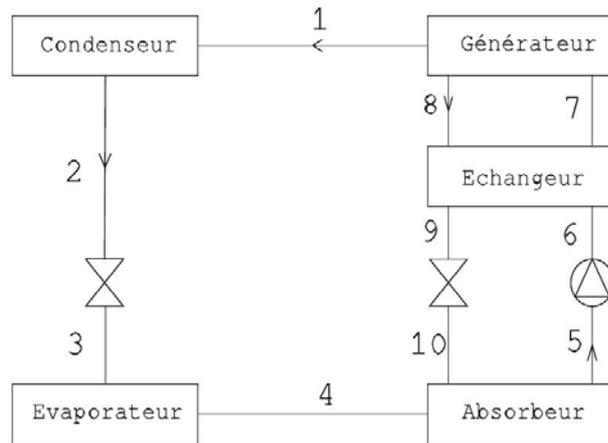


Figure 1 : Schéma du cycle à absorption simple effet.

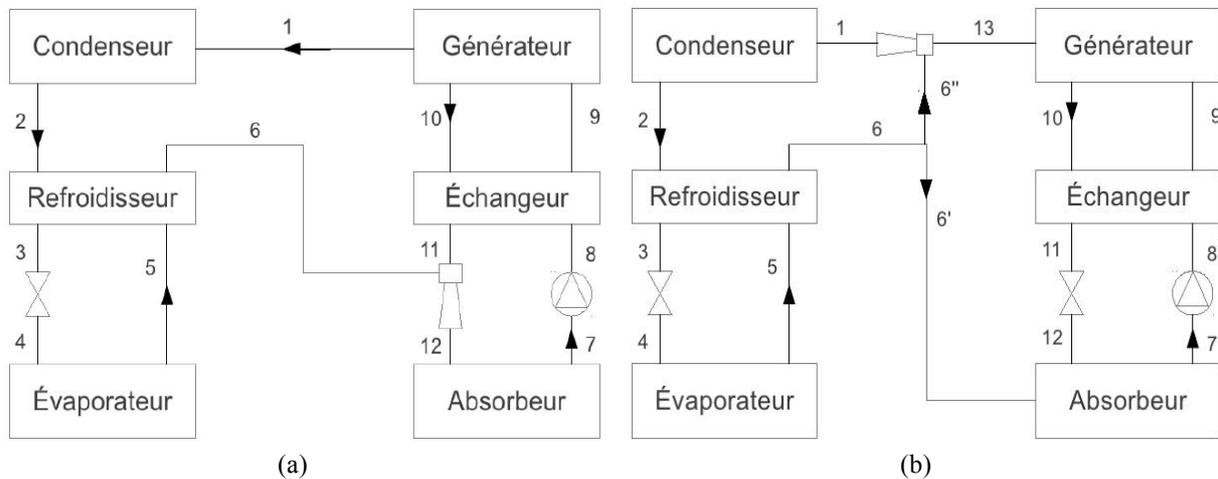


Figure 2 : Schéma du cycle à absorption avec éjecteur : (a) éjecteur en position 1, (b) éjecteur en position 2.

faibles valeurs exergetiques tels que l'énergie solaire. Vereda et al [2] a étudié l'effet de la géométrie de l'éjecteur sur les performances du cycle à absorption fonctionnant avec le couple $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, il a trouvé que la température d'activation a diminué à l'entour de 9°C par rapport et celle du cycle simple effet.

L'éjecteur dans la position 2 va permettre de fonctionner avec des pressions et des températures plus hautes au niveau du générateur. Sun et al [3] a étudié ce cycle fonctionnant avec le couple $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, il a montré qu'une grande amélioration du COP par rapport à celui du cycle simple effet est aperçue. G.K. Alexis [4] a

trouvé des résultats similaires avec le couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ où un COP à l'environ de 1.1 est obtenue pour différentes conditions de fonctionnements. Sirwan et al [5] a étudié l'amélioration de ce cycle par l'ajout d'un séparateur vapeur-liquide après le détendeur du fluide frigorigène et d'un multiplicateur de pression (booster). Il a mentionné qu'il y a une amélioration significative de la performance de ce cycle est aperçue.

Dans ce travail la combinaison de ces deux cycles par l'utilisation de deux éjecteurs dans les mêmes positions précédentes dans un cycle simple effet fonctionnant avec les couples $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ et $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ sera étudiée, figure 3. Pour ces trois couples, le fluide frigorigène est le NH_3 qui peut fonctionner à des températures inférieures à 0°C . De ce fait, le couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ a été largement utilisé pour la réfrigération. Cependant, le fluide frigorigène évaporé au niveau du générateur n'est pas pur, mais il contient une quantité de la vapeur d'eau, d'où la nécessité de la rectification. Les couples $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ et $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ont été considéré comme des alternatives au couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ puisqu'ils ne nécessitent pas de rectification. Mais pour des raisons de compatibilités des résultats, il sera supposé que pour les trois couples étudiés le fluide frigorigène issu du générateur est pur (100 % NH_3).

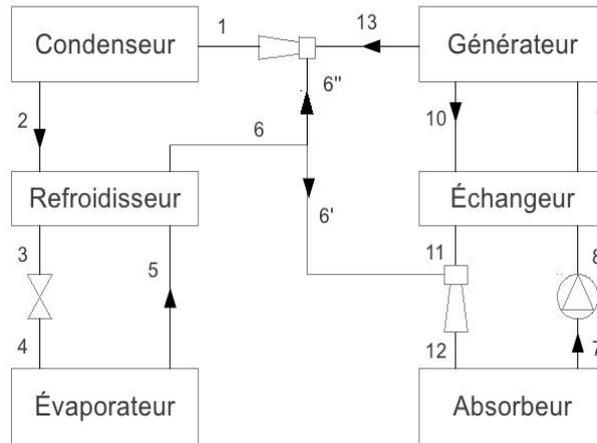


Figure 3 : Schéma du nouveau cycle à absorption.

2. Analyse du cycle à absorption

Le principe de fonctionnement du cycle à absorption simple effet, figure 1, est le suivant: la vapeur du fluide frigorigène pure produite dans l'évaporateur est absorbée en 4 dans l'absorbeur par la solution pauvre en fluide frigorigène, cette absorption est effectuée avec une augmentation de la température et à pression constante (Pression à l'absorbeur = Pression à l'évaporateur). La solution riche en 5 passe de la basse pression (BP) à la haute pression (HP) par l'intermédiaire de la pompe. En passant dans l'échangeur, elle sera préchauffée par la solution pauvre venant du générateur, puis elle entre dans le générateur en 7 où elle sera chauffée jusqu'à la température d'ébullition du fluide frigorigène, ensuite la vapeur du fluide frigorigène produite en 1 est refoulée vers le condenseur où elle sera condensée. Une détente dans le détendeur fait passer le fluide condensé de la (HP) en 2 à la (BP) en 3 qui s'accompagne par un refroidissement du fluide frigorigène liquide et une vaporisation partielle. Le reste du fluide frigorigène liquide est évaporé dans l'évaporateur à pression et à température constante en absorbant une quantité de chaleur de la source froide. Retournant au cycle de la compression thermique, la solution pauvre produite dans le générateur est refroidie dans l'échangeur (8-9) puis elle est détendue (9-10) pour passer à la basse pression enfin elle entre dans l'absorbeur et le cycle est répété.

L'analyse du cycle à absorption est basée sur les hypothèses suivantes:

- Le fluide frigorigène produit au générateur peut être considéré comme pur.
- La température est uniforme dans chaque composant du cycle: évaporateur, absorbeur, générateur et le condenseur.
- Les pertes de charge et les pertes thermiques sont négligées.
- Les détentes sont supposées isenthalpiques.

Le COP du cycle peut être calculé par l'équation suivante:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_g + W} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_5(h_5 - h_4) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{13}h_1 + \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (3)$$

Le travail de la pompe W peut être négligé puisqu'il s'agit de compresser une solution liquide, d'où la relation du COP devient :

$$COP = \frac{\dot{m}_5(h_5 - h_4)}{\dot{m}_{13}h_1 + \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9} \quad (4)$$

Dans ce nouveau cycle, deux types d'éjecteur seront utilisés : un éjecteur diphasique « ej1 » et un éjecteur monophasique « ej2 ».

3. Analyse de l'éjecteur diphasique « ej1 »

L'analyse de l'éjecteur « ej1 » est basée sur le travail de Chen [6]. La figure 4 représente le schéma de l'éjecteur étudié. Les hypothèses suivantes sont utilisées lors de cette analyse:

- Il n'y a pas de transfert de chaleur avec l'extérieur.
- La diminution de la pression et de la quantité de mouvement est négligeable pour le fluide secondaire.
- Il n'y a pas de frottement avec les parois.
- Les propriétés du fluide mélangé sont uniformes à la sortie du tube de mélange.
- L'énergie potentielle est négligeable.
- Le fluide est incompressible.

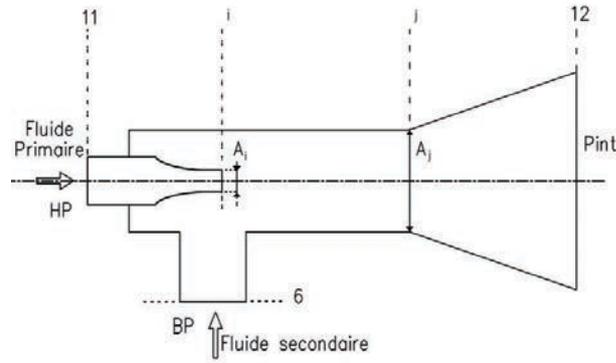


Figure 4: Schéma de l'éjecteur « ej1 »

La vitesse du fluide à la sortie de la tuyère est calculée par:

$$V_i^2 = \eta_n^2 \frac{(HP - BP)}{\rho_{11}} \quad (5)$$

Le débit massique du fluide primaire à la sortie de la tuyère est:

$$\dot{m}_{11} = \rho_{11} V_i A_i \quad (6)$$

Le débit massique du mélange est:

$$\dot{m}_j = \dot{m}_{11} + \dot{m}_6 = A_j V_j \rho_j \quad (7)$$

La conservation de la quantité de mouvement dans le tube de mélange donne:

$$\dot{m}_{11} V_i + P_i A_j = \dot{m}_{11} + \dot{m}_6 V_j + P_j A_j \quad (8)$$

En combinant les équations Eq. (6), Eq. (7) et Eq. (8) on obtient l'expression de l'augmentation de pression dans le tube de mélange.

$$\frac{P_j - P_i}{\frac{1}{2} \rho_{11} V_i^2} = 2 \left(\frac{A_i}{A_j} \right) - 2 \left(\frac{\dot{m}_{11} + \dot{m}_6}{\dot{m}_{11}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{11}}{\rho_j} \right) \left(\frac{A_i}{A_j} \right) \quad (9)$$

Le rapport de masse volumique $\left(\frac{\rho_{11}}{\rho_j} \right)$ peut être écrit comme suit:

$$\left(\frac{\rho_{11}}{\rho_j}\right) = \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{\dot{m}_{11} + \dot{m}_6}{\dot{m}_{11}}\right)}\right] \left(\frac{\rho_{11}}{\rho_6}\right) + \left(\frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_{11} + \dot{m}_6}\right) \quad (10)$$

Dans le diffuseur, l'équation de l'énergie est:

$$\eta_d \frac{V_j^2 - V_{12}^2}{2} = \frac{1}{\rho_{12}} (P_{12}^2 - P_j^2) \quad (11)$$

Avec η_d est le rendement isentropique du diffuseur. Le débit massique dans le diffuseur est:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_j = \dot{m}_{11} + \dot{m}_6 \quad (12)$$

La vitesse du fluide à la sortie du diffuseur est:

$$V_{12} = \frac{1}{A_{12}\rho_{12}} \dot{m}_{12} \quad (13)$$

Avec $\rho_{12} = \rho_j$

À partir des équations Eq. (7), Eq. (9), Eq. (11) et Eq. (13) on obtient l'expression de l'augmentation totale de la pression dans l'éjecteur:

$$\frac{P_{int} - P_6}{\frac{1}{2}\rho_{11}V_i^2} = 2A_{mn} - \left(\frac{\dot{m}_{11} + \dot{m}_6}{\dot{m}_{11}}\right)^2 \left(\frac{\rho_{11}}{\rho_j}\right) A_{mn}^2 [2 - \eta_d(1 - A_{md})] \quad (14)$$

Avec $A_{mn} = \frac{A_{11}}{A_j}$ et $A_{md} = \frac{A_j}{A_{12}}$

En fixant les données et en maximisant P_{int} dans l'équation Eq. (14) on obtient le rapport de section A_{mn} optimal :

$$A_{mn} = \frac{1}{[2 - \eta_d(1 - A_{md})] \left(\frac{\rho_{11}}{\rho_j}\right) \left(\frac{\dot{m}_{11} + \dot{m}_6}{\dot{m}_{11}}\right)^2} \quad (15)$$

4. Analyse de l'éjecteur monophasique « ej2 »

Pour prédire les performances de l'éjecteur nous utiliserons le modèle de mélange à pression constante présenté par Sun et al [3], figure 5. Cette analyse est basée sur les hypothèses suivantes:

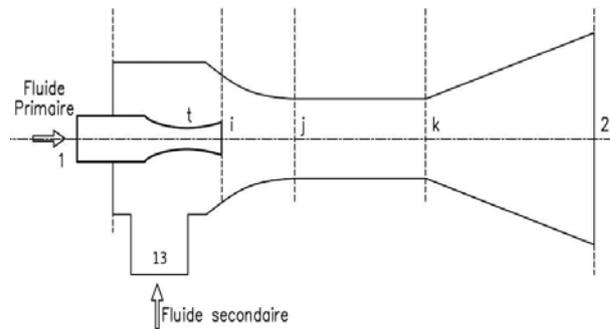


Figure 5: Schéma de l'éjecteur ej1

- Le fluide primaire et le fluide secondaire ont la même masse moléculaire et le même rapport des capacités thermiques γ
- La vitesse du fluide primaire et du fluide secondaire sont supposées nulles à l'entrée de l'éjecteur, points 1 et 13.
- Les deux fluides commencent à se mélanger à partir de (i) et la pression statique dans cette section est supposée uniforme. Le processus de mélange s'effectue à pression constante entre (i) et (j).
- Un choc droit peut se produire à n'importe quel plan entre (j) et (k).
- En (2) la vitesse est nulle.

La vitesse du fluide primaire à la sortie de la tuyère primaire peut être déterminée en terme du nombre de Mach.

$$M_{1i} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_1}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (16)$$

Similairement, le nombre de Mach du fluide secondaire au niveau de la section de sortie de la tuyère motrice peut être écrit comme suit:

$$M_{13i} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_{13}}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (17)$$

La section nécessaire pour que le flux primaire soit critique ($M_{1t}=1$) au niveau de (t) est:

$$A_t = \frac{\dot{m}_1}{P_1} \sqrt{\frac{RT_1}{\gamma} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (18)$$

Le processus de mélange à pression constante entre (i) et (j) est gouverné par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie suivantes :

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_{13} = \dot{m}_j \quad (19)$$

$$\dot{m}_1 V_{1i} + \dot{m}_{13} V_{13i} = \dot{m}_j V_j \quad (20)$$

$$\dot{m}_1 h_{1i} + \dot{m}_{13} h_{13i} = \dot{m}_j h_j \quad (21)$$

A partir de ces trois équations, on peut déduire la relation de M_j^* :

$$M_j^* = \frac{M_{1i}^* + \omega M_{13i}^* \sqrt{\tau}}{\sqrt{(1 + \omega\tau)(1 + \omega)}} \quad (22)$$

Avec $\tau = T_{13}/T_1$

La relation entre M et M^* est la suivante :

$$M = \sqrt{\frac{2M^{*2}}{\gamma + 1 - M^* \cdot 2(\gamma - 1)}} \quad (23)$$

Alors, M_j peut être déterminé à partir de M_j^* en utilisant l'équation (23). Si à la sortie de la section (j) la vitesse du mélange est supersonique, un choc droit sera produit entre (j) et (k) ce qui rend la vitesse du mélange subsonique et provoquera une augmentation brusque de la pression statique. La relation entre les nombres de Mach en aval et en amont de l'onde de choc est:

$$M = \sqrt{\frac{\frac{2}{(\gamma-1)} + M_j^2}{\frac{2}{\gamma-1} \gamma M_j^2 - 1}} \quad (24)$$

L'augmentation de la pression est donnée par la relation suivante :

$$\frac{P_k}{P_j} = \frac{M_j}{M_k} \sqrt{\frac{1 + \frac{M_j^2(\gamma - 1)}{2}}{1 + \frac{M_k^2(\gamma - 1)}{2}}} \quad (25)$$

Dans le diffuseur, le fluide mélangé sera encore compressé jusqu'à ce que sa vitesse devient presque nulle, la pression à la sortie du diffuseur est donnée par la relation suivante:

$$\frac{P_2}{P_k} = \left[1 + \frac{\eta_d(\gamma - 1)}{2} M_k^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (26)$$

À partir des relations précédentes, le taux de compression P_2/P_{13} peut être déduit comme suit:

$$\frac{P_2}{P_{13}} = \frac{P_2 P_k P_i}{P_k P_j P_{13}} \quad (27)$$

Les relations précédentes sont reliées à la géométrie de l'éjecteur par la relation suivante:

$$\frac{A_t}{A_k} = \frac{P_2}{P_1} \sqrt{\frac{1}{(1 + \omega\tau)(1 + \omega)}} \frac{\left(\frac{P_k}{P_2}\right)^{1/\gamma} \sqrt{1 - \left(\frac{P_k}{P_2}\right)^{\gamma - 1/\gamma}}}{\left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \sqrt{1 - \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)}} \quad (28)$$

5. Résultats

Les performances du cycle à absorption simple effet et du cycle à absorption avec éjecteur sont évaluées à l'aide d'un programme informatique basé sur le modèle mathématique cité précédemment. En entrant les conditions de fonctionnement, ce programme permet de prédire les performances du système et la géométrie optimale de l'éjecteur pour chaque température.

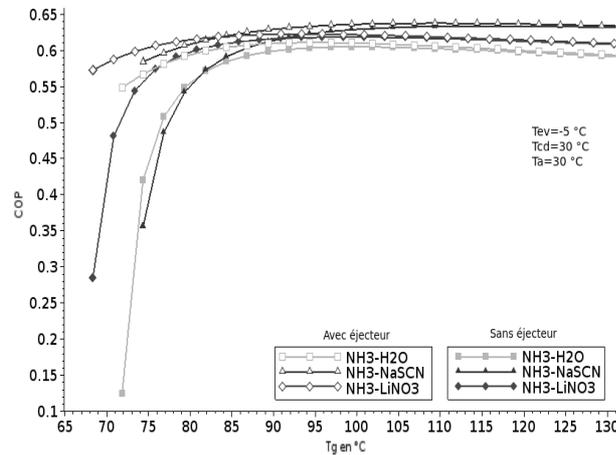


Figure 6 : COP en fonction de la température au générateur : cycle simple effet et cycle avec éjecteur (ej1)

La figure 6 représente la variation du COP en fonction de la température au générateur pour le cycle à absorption simple effet et le cycle à absorption avec éjecteur (ej1). Elle montre que, pour les trois couples étudiés, le cycle à éjecteur assure une bonne amélioration du COP à des faibles températures au générateur par rapport à celui du cycle simple effet. Avec l'augmentation de T_g , le COP du cycle simple effet et celui du cycle avec éjecteur se convergent et devient presque identiques à des températures au générateur les plus élevées. Le couple NH₃-LiNO₃ a le meilleur COP à des faibles températures au générateur. À partir de 85°C c'est le couple

$\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ qui a le meilleur COP. De plus, le couple $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ peut fonctionner à des températures au générateur plus faibles que les deux autres couples.

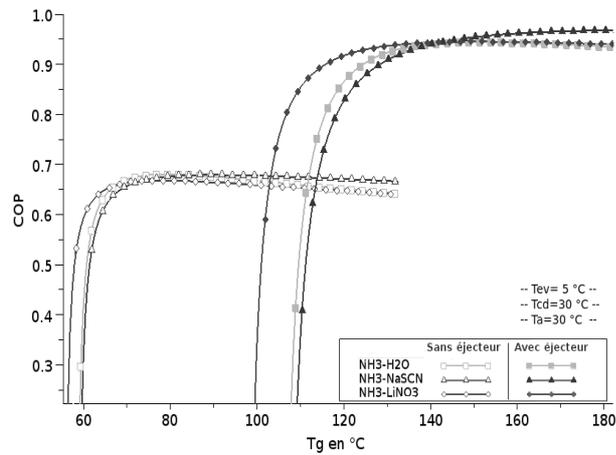


Figure 7 : COP en fonction de la température au générateur : cycle simple effet et cycle avec éjecteur (ej2)

La figure 7 représente une comparaison entre la variation du COP en fonction de la température au générateur du cycle simple effet et celle du cycle avec éjecteur dans la première configuration. On remarque que le cycle avec éjecteur permet d'obtenir une grande augmentation du COP par rapport au cycle simple effet mais une température plus grande au générateur est requise.

Cette augmentation du COP peut être expliquée par le fait que la vapeur du fluide frigorigène produite dans l'évaporateur est divisée en deux parties: une partie qui sera absorbée par la solution pauvre dans l'absorbeur et une partie qui sera aspirée par l'éjecteur. Par la suite, la valeur de Q_{ev} reste identique à celle du cycle simple effet. Par contre, la valeur de Q_g qui est proportionnelle au débit du fluide frigorigène entrant dans l'absorbeur sera donc diminuée.

La figure 8 représente la variation du COP du cycle avec éjecteur (ej2) et du nouveau cycle en fonction de la température au générateur. Elle montre que le nouveau cycle permet d'avoir une grande amélioration du COP est aperçue à des faibles températures au générateur, puis avec l'augmentation de la température au générateur les COP de ces deux cycles se convergent.

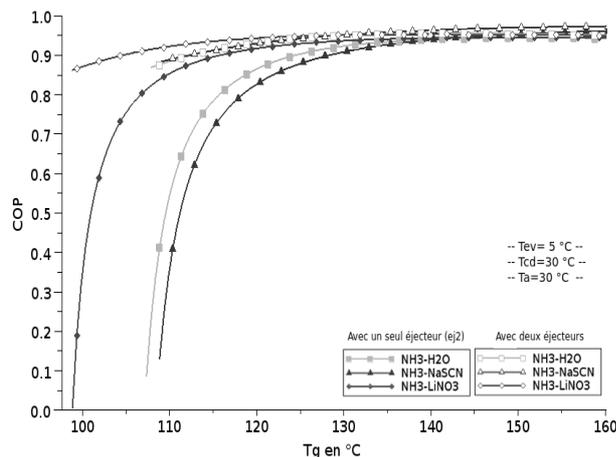


Figure 8 : COP en fonction de la température au générateur : nouveau cycle et cycle avec éjecteur (ej2)

La figure 9 représente une comparaison entre la variation du COP du cycle avec éjecteur (ej2) et du nouveau cycle en fonction de la température à l'évaporateur. Elle montre que pour les trois couples et à des températures élevées à l'évaporateur les COP des deux cycles sont à peu près égaux, mais en diminuant la température, le COP du nouveau cycle croît de plus en plus par rapport à celui du cycle avec un seul éjecteur, jusqu'à que la différence devient remarquable aux températures les plus faibles à l'évaporateur.

On remarque aussi que le meilleur COP est obtenu avec le couple $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ pour des températures en dessous de 5°C . De plus, pour des températures à l'évaporateur inférieures à 2°C , le couple $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ est le seul opérable.

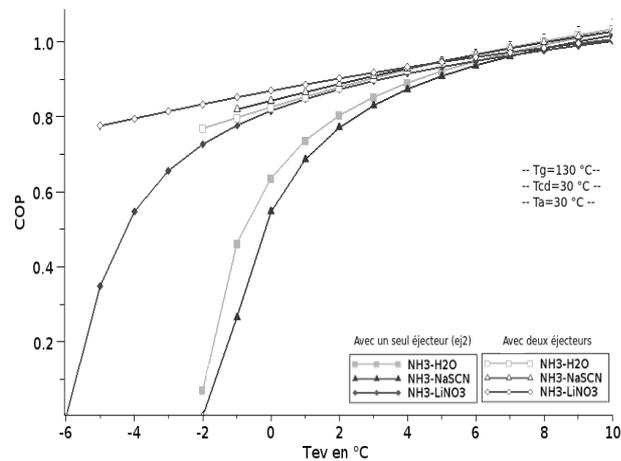


Figure 9 : COP en fonction de la température à l'évaporateur : nouveau cycle et cycle avec éjecteur (ej2)

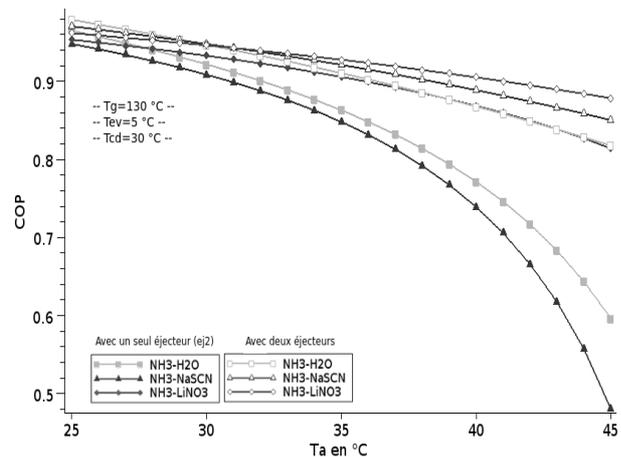


Figure 10: COP en fonction de la température à l'évaporateur : nouveau cycle et cycle avec éjecteur (ej2)

La figure 10 représente une comparaison entre la variation du COP du cycle avec éjecteur (ej2) et du nouveau cycle en fonction de la température à l'absorbeur. Cette figure montre que le nouveau cycle permet d'augmenter considérablement le COP à des températures élevées à l'absorbeur surtout pour les couples $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ et $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.

La figure 11 représente la variation du cycle avec éjecteur (ej2) et du nouveau cycle en fonction de la température au condenseur. On remarque que le nouveau cycle permet de remédier aux effets négatifs de la température élevée au condenseur sur le COP du cycle avec un seul éjecteur. En effet, pour les couples $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ et $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$, une grande amélioration du COP est obtenue à des températures élevées au condenseur.

Conclusion

Dans ce travail, une étude théorique des performances d'un cycle à absorption avec deux éjecteurs et fonctionnant avec les couples $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ et $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ a été réalisée. Les résultats ont montré que ce cycle combine les effets souhaités des cycles frigorifiques à absorption avec un seul éjecteur dans les positions correspondantes. En effet, ce cycle a amélioré considérablement le COP mais des températures élevées sont requises, c'est l'effet de l'éjecteur « ej2 », mais grâce à l'éjecteur « ej1 » les effets négatifs des températures extrêmes sont remédiés.

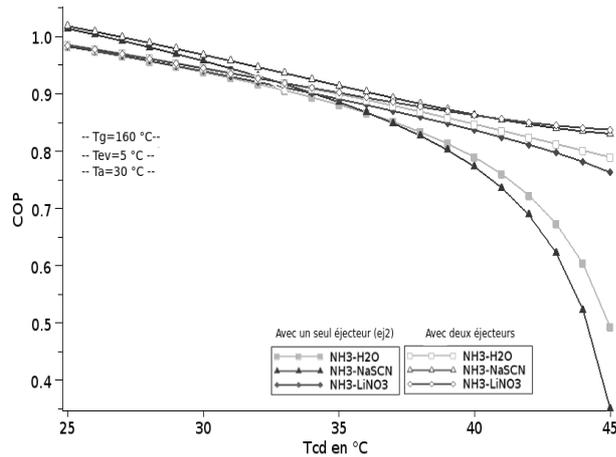


Figure 11 : COP en fonction de la température à l'évaporateur : nouveau cycle et cycle avec éjecteur (ej2)

Nomenclature

COP	Coefficient de performance
m	Débit massique, kg/s
Q	Puissance thermique, kW
h	Enthalpie massique, kJ/kg
cp	Constante de chaleur spécifique
A	Section, m ²
P	Pression, bar
T	Température, °K
M	Nombre de Mach
R	Constantes spécifiques des gaz parfaits
V	Vitesse, m/s

Symboles grecs

η	Rendement
γ	Constante de chaleur spécifique
ω	Rapport d'entraînement de l'éjecteur
ρ	Masse volumique, kg.m ⁻³

Exposant, Indices

t, i, j, k	Position des sections de l'éjecteur
------------	-------------------------------------

Références

- [1] N. Bouaziz, B. Ridha et L. Kairoauni, Performance of a water ammonia absorption system operating at three pressure levels. *Journal of Mechanical Engineering Research*, Volume 3, Pages 120-127, 2011.
- [2] C. Vereda, R. Ventas, A. Lecuona et M. Venegas, Study of an ejector-absorption refrigeration cycle with an adaptable ejector nozzle for different working conditions. *Applied Energy*, Volume 97, Pages 305-312, 2012
- [3] D.W. Sun, I. W. Eames, and S. Aphornratana, Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle - I: computer simulation. *International journal of refrigeration*, Volume 19, Pages 172-180, 1996.
- [4] G.K. Alexis et E.D. Rogdakis, Performance characteristics of two combined ejector-absorption cycles. *Applied thermal engineering*, Volume 22, Pages 97-106, 2002.
- [5] R. Sirwan, M.A. Alghoul, K. Sopian, Y. Ali, and J. Abdulateef, Evaluation of adding flash tank to solar combined ejector-absorption refrigeration system. *Solar Energy*, Volume 91, 283-296, 2013.
- [6] L.T. Chen, A new ejector-absorber cycle to improve the cop of an absorption system. *Applied Energy*, Volume 30, Pages 37-51, 1988.